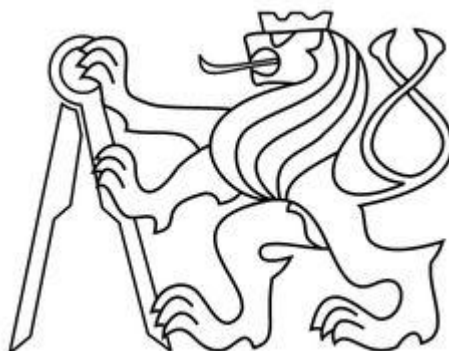


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

FAKULTA STROJNÍ



Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: bez oboru

Tomáš Čihák

Bakalářská práce

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Nikita Astraverkhau

Praha, 2015

Anotační list

Jméno autora:	Tomáš Čihák
Název práce:	Analýza provedení ovládání spojky na voze kategorie Formule Student
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	bez oboru
Akademický rok:	2014/2015
Vedoucí práce:	Ing. Nikita Astraverkhau
Bibliografické údaje:	počet stran 34 počet obrázků 19
Klíčová slova:	Ovládání převodovky, pneumatický sval, pneumatické vypínání, krokový motor.

Abstrakt

Práce řeší problematiku ovládání spojky u nového typu studentské formule. Vývoj nového typu formule navazuje na předchozí model a má za cíl odstranit jeho nedostatky. Jedním z nich bylo nedostatečné rozepnutí spojky. Vypínání spojky se řešilo pomocí pneumatického svalu, což se v praxi ukázalo jako nespolehlivé, protože se spojka při podřazování o více než jeden rychlostní stupeň dostatečně nevypnula. Práce řeší alternativní možnosti vypínání spojky, tak aby bylo zajištěno spolehlivé rozepnutí spojky a studentské formule.

Annotation sheet

Author: Tomáš Čihák
Title of thesis: Clutch Actuator Analysis on Formula Student Vehicle
Degree programme: Teoretický základ strojního inženýrství
Field of study: bez oboru
Academic Year: 2014/2015
Supervisor: Ing. Nikita Astraverkhau
Bibliographic information: number of page 34
number of pictures 19
Keywords: Transmission control , pneumatic muscle, pneumatic off ,
stepper motor

Abstract

Work solves the problem of clutch control for a new type of student formula. Development of a new type of formula builds on the previous model and aims to remove the shortcomings of it. One of these was inadequate opening of the clutch. The clutch is solved using pneumatic muscle, which in practice proved to be unreliable, because the clutch when downshifting of more than one gear is sufficiently shut off . Thesis solves alternative control of clutch , so as to ensure a reliable opening the clutch and student formula

Poděkování

Děkuji Ing. Nikita Astraverkhau za pomoc při vedení bakalářské práce, za cenné rady a poskytnuté informace. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přítelkyni Sylvii Korbařové za podporu při mém studiu.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího bakalářské práce Ing. Nikita Astraverkhau. Všechny podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Praze dne 25. června 2015

.....

podpis

Obsah

Úvod	7
1. Spojka	7
1.1. Princip činnosti třecí spojky.....	7
2. Možnosti ovládání spojky	8
2.1. Pneumatický sval	9
2.1.1. Historie	9
2.1.2. Vlastnosti pneumatického svalu.....	9
2.1.3. Využití pneumatických svalů	10
2.1.4. Princip fluidního svalu Festo.....	11
2.1.5. Síly působící ve svaly	12
2.1.6. Výpočet síly v pneumatickém svaly.....	13
2.1.7. Tření ve svaly.....	15
2.2. Dva pneumatické svaly	15
2.3. Elektromotor – krokový motor.....	16
2.3.1. Princip krokových motorů	16
2.3.2. Rozdělení krokových motorů.....	18
2.3.3. Mikrokrokátory.....	19
3. Stávající řešení ovládání spojky F.S.	20
4. Stanovení parametrů pro rozepnutí spojky od motoru	22
4.1. Měření	22
4.2. Naměřené hodnoty	23
4.3. Výpočet potřebné vypínací síly spojky	24

5.	Možné varianty mechanismů vypínání spojky	27
5.1.	Pneumatický sval	27
5.2.	Dva pneumatické svaly	28
5.3.	Krokový motor	29
6.	Navrhovaná řešení	30
	Seznam použitých zdrojů	32
	Seznam použitých obrázků	34

Úvod

Tým Formule Student se snaží hledat nové technologie, které by mohli být využity pro studentskou formuli. Jednou z nich je i pneumatický sval. Tímto svalem (McKibben Artificial Muscle Actuator nebo pMA – pneumatic Muscle Actuator) se především zabývá společnost Festo-McKibbenovu. V bakalářské práci budou řešeny jeho vlastnosti (př. nelineární průběh generované síly, velikost stlačení...).

Tento pneumatický sval je ve studentské formuli používán na rozepnutí spojky. Formule Student používá motor z Yamaha YZF-R6, kde je Anti-hoppingová spojka, která byla vyvinut na základě závodních zkušeností [1]. Tato spojka je mokrá vícelelamelová s vinutými pružinami [2].

Cílem této práce je provést rozbor stávajícího provedení ovládání spojky na voze FS.05., aby se zjistily nedostatky tohoto řešení. Dále navrhnout postup měření síly potřebné pro ovládání spojky na voze FS.05. Na základě těchto hodnot navrhnout možné alternativní řešení provedení ovládání spojky.

1. Spojka

Spojka rozpojuje a spojuje motor od vstupního hřídele do převodovky. Při řazení je nutno odlehčit převodovku, což je umožněno rozpojením motoru od převodovky spojkou.

Spojka dále umožňuje plynulé spojení motoru s hřídelem pomocí prokluzu při řazení. Další funkce spojky je při rozjezdu, kdy spalovací motor není schopen kroučící moment dodávat od nulových otáček.

1.1. Princip činnosti třecí spojky

Kroučící moment mezi motorem a hřídelí je přenášen třením mezi deskami, které jsou navzájem přitlačovány. Velikost přeneseného kroučícího momentu závisí na:

- velikosti síly přitlačných pružin (velikost třecí síly se zvýší či zmenší, kdy platí:

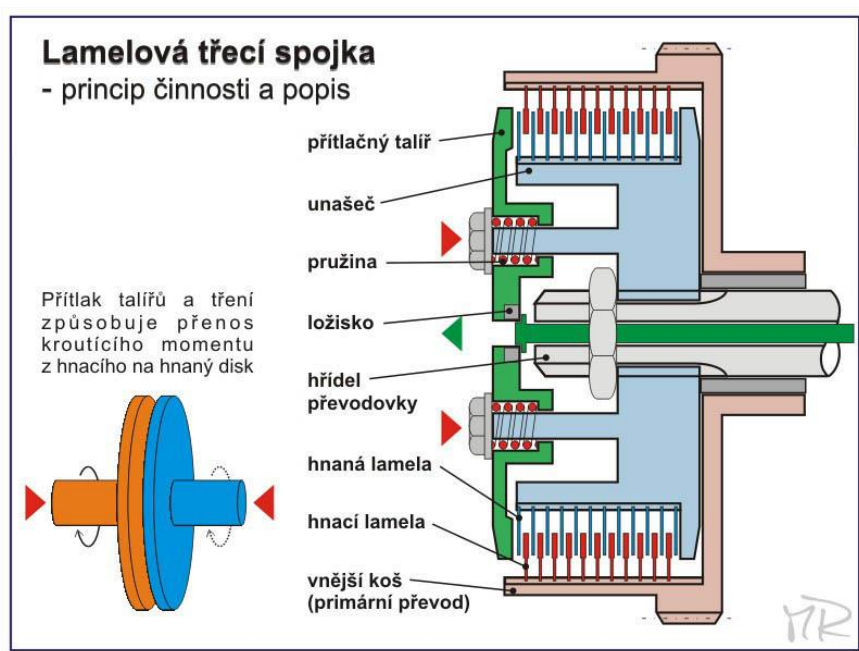
$$F_t = N * f$$

- kde F_t je třecí síla, N je síla vyvinutá stlačenými pružinami, f je součinitel tření
- průměru lamel (se zvětšující se plochou tření roste velikost třecí síly)
- velikosti styčné plochy lamel (s velikostí lamel se mění velikost třecí plochy a tím i velikost síly)

- součiniteli tření (lamely jsou vyráběny z různých materiálů o různém součiniteli tření)

Sepnutý stav spojky:

Kroutící moment od motoru je přiveden na vnější koš, na kterém jsou přichyceny hnací lamely. Přítlačný talíř tlačí na lamely spojky. Pomocí tření mezi hnacími lamely a hnanými lamely je kroutící moment přenesen na unašeč, který je spojen s hřídelí převodovky. Pro přerušení přenosu kroutícího momentu je zapotřebí oddálit přítlačný talíř, který je přítlačován pružinami[3]



Obrázek 1: Schéma vícelamelové spojky.

V levém dolním rohu obrázku je naznačeno tření mezi dvěma deskami.

Antihoppingová spojka je vylepšená vícelamelová spojka. Která zaručí, aby se zadní kolo nezastavilo při brždění motorem [4][5].

2. Možnosti ovládání spojky

K vypnutí spojky je možné využít elektrické ovládání, pneumatické svaly nebo pístové zařízení. Elektrické ovládání je možné například pomocí krokového motoru, elektromagnetu a asynchronního motoru. Pneumatické svaly je možné použít i po dvou a více řazených pneumatických svalů. Mezi pístová zařízení patří hydraulické a pneumatické písty.

2.1. Pneumatický sval

2.1.1. Historie

První známý pneumatický sval byl vynalezen na počátku 19. století ruským fyzikem S.Garasievem. Konstrukce svalu byla složena z gumové roury obtočené prstenci, které byly spojeny nepružným vláknem. Až v roce 1936 Pierca R.C. navrhl sval se šikmým opletem a právě tím se dosáhlo i radiální síly. V roce 1949 se používal pneumatický sval k dotahování bezpečnostního pásu v případě havárie letadla (dnes je již v mechanismu dotahování bezpečnostních pásů nahrazen patronami). Od té doby se konstrukce svalu příliš nezměnily. Například sval vytvořený Joseph L. McKibbenem, a později vyvinutý Garasievův sval, byly téměř totožné. Oba měly nepropustnou trubici, která byla opletena způsobem znázorněným obrázek 2.[6] Jejich základní rozdíl byl ve způsobu opletení. Pravděpodobně kvůli větší slávě Josepha L. McKibbena se začalo všeobecně pro tento druh svalu používat označení McKibbenův sval. V průběhu historie byla vyvinuty pneumatické svaly: Wasedův sval, ROMAC, Yarlotův sval, Kukuljův sval [7], Fluidní sval FESTO.



Obrázek 2: Elastická nepropustná trubice se šikmým opletem

2.1.2. Vlastnosti pneumatického svalu

Výhody

1. všechny pneumatické svaly mají vysoký poměr mezi silou a jejich hmotností [8]. Pro sval: DMSP -10-90N-RM-CN tento poměr je :

$$\frac{F}{g} = \frac{630N}{107g}$$

F síla

g hmotnost pneumatického svalu

2. vysoká odolnost vůči různým kapalinám a vnějším vlivům (je vhodný do prašného prostředí nebo pro podvodní systémy)
3. plynulý přechod v krajních polohách
4. nízká cena
5. snadná výměna
6. malá spotřeba plynu

7. téměř jakákoliv konstrukční délka
8. malá hmotnost

Nevýhody

Malá rozšířenost pneumatického svalu ve velkovýrobě vede pouze k malým pokrokům v technologii použité na konstrukci (tzn. lepší konstrukční návrh, materiál opletení, materiál roztažné části). Do velkovýroby se nemohou nasadit hlavně z několika důvodů:

1. Tento systém používá jako zdroj energie stlačený vzduch a s tím souvisí řada problémů:
 - Skladování plynu je podle normy ČSN 078304.
 - Samotné kompresory mají vysokou účinnost. Do finálních provozních nákladů je zapotřebí započítat spotřebu elektrické energie kompresor nebo spotřebu energie ze spalovacího motoru (Např. u stroje se spalovacím motorem, který pohání vzduchový kompresor jsou účinnosti následující. Spalovací motor má účinnost cca 35%, účinnost kompresoru je od 50% do 90%, což znamená, že výsledná účinnost na výstupu za kompresorem je od cca 31,5% do 17%).
2. Pneumatický sval vyvíjí sílu pouze v jednom směru, proto se musí zařazovat buď sériově nebo paralelně.
3. Při rychlém tlakování na vysoký tlak je velice snížena životnost těchto svalů (rychlé tlakování na vysoký tlak způsobuje praskání svalu)

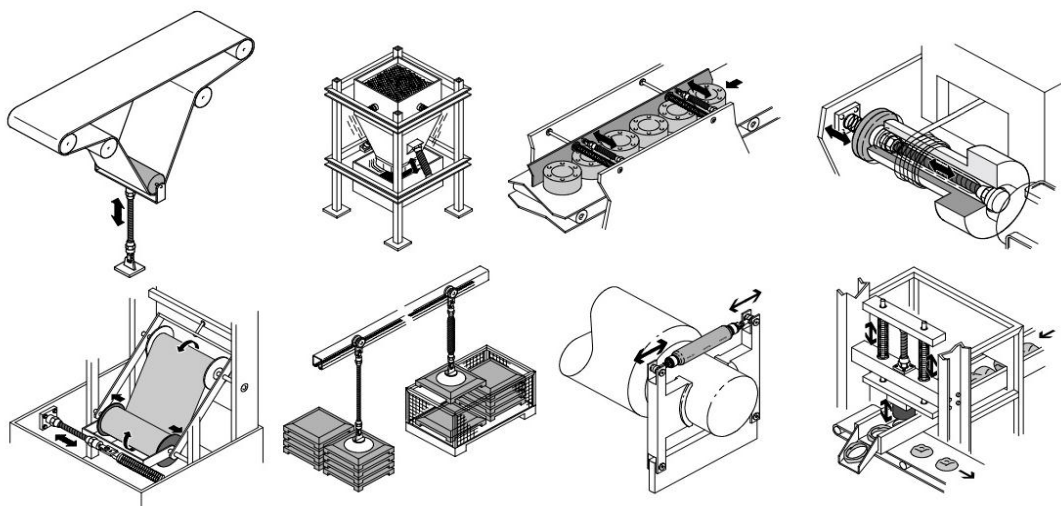
2.1.3. Využití pneumatických svalů

V dnešní době je využití pneumatického svalu nejvíce rozšířené ve zdravotnictví [9]. Protézy k nahrazení amputovaných končetin jsou vybaveny právě tímto systémem. Požadovaná hodnota tlaku ve svalu je vypočítána pomocí Chouova-Hannafordova modelu [10]. Na obrázku 3 je znázorněna dolní končetina. Pneumatický sval je využit pro svou velkou podobnost k lidskému svalu, jak ve funkci, tak i rozsahu[11][12]. Tato protéza je díky své složitosti hodně drahá a tak se setkáváme spíše s jednoduššími protézyovými systémy. Častým pohybovým systémem ve zdravotnictví je hmatová rukavice[13] Společnost Festo se rozhodla tento



Obrázek 3: Spodní končetina s pneumatickým ovládáním pohybu

systém uvést do sériové výroby a využít jej na jednoduché strojní pohyby. Často se tedy používá na napínání, transport součástí a rozebíratelné svěrné spoje. Na obrázku 4. lze vidět na jaký styl využití udává společnost Festo svůj produkt (pneumatických svalů)[14]. Využití těchto svalů je ale mnohem širší[15].



Obrázek 4 : Využití pneumatického svalu

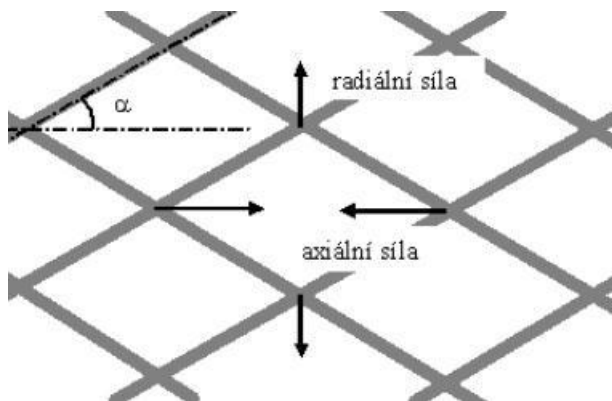
Malá hmotnost zajišťuje malé setrvačné síly. Na základě toho může tento sval pracovat velmi rychle, s frekvencí od 3 do 90 Hz. U malosériových produktů se musí často měnit nastavení pro nový výrobek. Sval je schopen v určitém rozsahu tyto změny na velikosti pokrytím je svým rozsahem, nebo je možné vyměnit pneumatický sval za jiný sval s minimálními náklady na výměnu a s minimální časovou prodlevou. Vzhledem ke své spolehlivosti je vhodným způsobem řešení pro bezpečnostní systémy jako například pro brždění bubnu. (Přesto je nutno brát v úvahu vlastnosti svalu a jeho únavu. Při příliš častém a prudkém tlakování hrozí svalu prasknutí.) Není tedy vhodným řešením pro dlouhodobé bezúdržbové systémy.

2.1.4. Princip fluidního svalu Festo

Fluidní sval, nebo-li membránový systém, je nový systém, který je obvykle složen ze dvou vrstev plášťů. První vrstvou je pružná a nepropustná membrána. Ve druhé vrstvě je umístěn oplet, který je vyroben například z nylonových vláken. Pro průmyslové účely je druhá vrstva zalita do první, což má za následek horší účinnost, ale vyšší odolnost (životnost). Tento systém využívá změnu svého tvaru k vytvoření tažné síly. Konstrukce je zdánlivě jednoduchá. Pokud se fluidní sval napustí pod tlakem médiem, bude se snažit zaujmout energeticky nejvýhodnější tvar. Kdyby tento sval nebyl omezen, po natlakování by nabyl

tvaru koule (z toho důvodu, že koule je tvarem s nejmenší plochou a největším objemem, proto energeticky nejvýhodnější pozicí). Protože je sval opleten a uchycen na koncích, nemůže zaujmout tento energeticky nejvhodnější tvar koule [16]

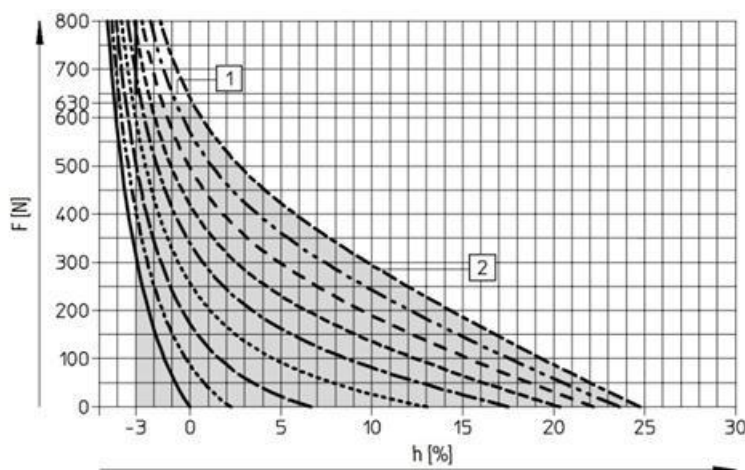
Druhá vrstva je ovinuta silnými vlákny do kosočtvercového výpletu obrázek 5. Jakmile se hadice začne tlakovat, naroste v ní napětí, sval se začne zkracovat a vznikne tak potenciální tažná síla, která plynule narůstá.



Obrázek 5 : Vliv radiální a axiální síly ve vláknech ve svaly

2.1.5. Síly působící ve svaly

Velikost síly je nulová v nezátíženém a nenatlakovaném stavu. Teprve po natlakování fluidního svaly se sval zkracuje. Se zkrácením fluidního svaly klesá tažná síla, která je závislá na velikosti úhlu natočení vláken ve fluidním svaly. Čím větší je úhel, tím menší je tažná síla fluidního svaly. Závislost lze vidět na diagramu průběhu síly na zkrácení v procentech obrázek 6).



Obrázek 6 : Na svislé ose je vynesena síla (F), kterou sval působí; na vodorovné ose je znázorněno zkrácení svaly

2.1.6. Výpočet síly v pneumatickém svalu

Výpočet se v této práci bude vztahovat ke statické síle s určitým zkrácení pneumatického svalu. Dochází zde ke změně pneumatické energie na mechanickou energii. Díky stažení svalu vznikne tažná síla[16].

Výpočet tažné síly

$$dW_{in} = \int_S (P - P_0) dl ds = dpV \quad (2.1.6.1)$$

W	vstupní práce plynu, kterým se tlakuje pneumatický sval
P	hodnota tlaku plynu uvnitř pneumatického svalu
P ₀	hodnota tlaku okolního plynu
ds	diferenciální plocha
dl	diferenciální posunutí vnitřního povrchu
P	diferenciální tlak plynu uvnitř svalu
dV	diferenciální objem

Nebo se výstupní práce koná při zkrácení svalu podle vztahu:

$$dW_{out} = -FdL \quad (2.1.6.2)$$

W _{ou}	výstupní práce
F	tažná axiální síla svalu
dL	diferenciální zkrácení (posunutí)svalu

Při zanedbání ztráty, které vznikají při změně tvaru svalu je ze zákona zachování energie vstupní práce je rovna práci výstupní:

$$dW_{in} = dW_{out} \quad (2.1.6.3)$$

Dosadíme do rovnice (2.1.6.1) vznikne tvar:

$$-FdL = p dV \rightarrow F = -p \frac{dV}{dL} \quad (2.1.6.4)$$

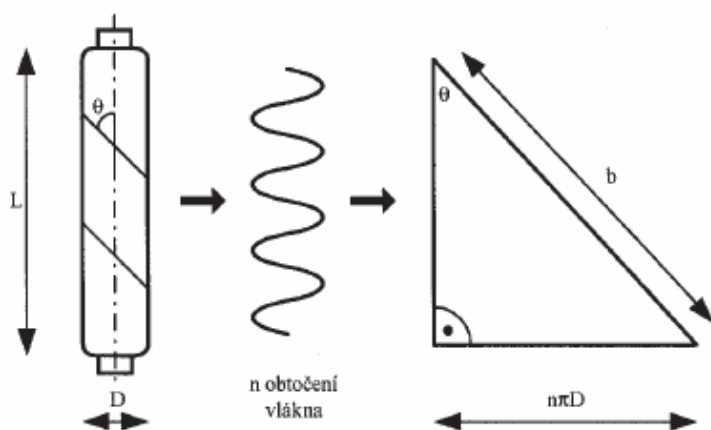
L	délka (výška) válce
V	objem válce
P	tlak
F	síla

Pro výpočet je nutné zjistit odhad podílu $\frac{dV}{dL}$. Pro odhad použijeme takovou situaci, kdy je aktivní část svalu ve tvaru válce. Pro vyjádření průměru válce a délky válce v závislosti na Θ bylo možné ze zadaných konstantních parametrů [17] použít tyto vztahy:

$$D = \frac{b \sin \Theta}{n\pi} \quad (2.1.6.5)$$

$$L = b \cos \Theta \quad (2.1.6.6)$$

- L délka (výška) válce
- D průměr válce
- b celková délka vlákna
- n počet obtočení vláken
- Θ úhel natočení vláken v horní(druhé vrstvě) svalu



Obrázek 7 : Geometrické rozměry vláken ve svaly

Pro výpočet objemu válce byl použit vztah:

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 L = \frac{b^3}{4\pi n^2} \sin^2 \Theta \cos \Theta \quad (2.1.6.7)$$

Z rovnice (2.1.6.4) byl odvozen konečný vztah pro tažnou sílu v závislosti na p a Θ :

$$F = -P \frac{dV}{dL} = -P \frac{\frac{dV}{d\Theta}}{\frac{dL}{d\Theta}} = \frac{P b^2 (3 \cos^2 \Theta - 1)}{4\pi n^2} \quad (2.1.6.8)$$

Po dosazení z rovnice (2.1.6.6) byla získána síla v závislosti na P a L:

$$F = \frac{P(3L^2 - b^2)}{4\pi n^2} \quad (2.1.6.9)$$

Výpočtem se dostane k energeticky nejvýhodnějšímu natočení vláken. Tento úhel je $54,7^\circ$. Pokud je úhel vláken větší než $54,7^\circ$, sval bude působit expanzivní silou v axiálním směru. Pokud je úhel menší než $54,7^\circ$, sval bude vyvíjet kontrakční sílu.

2.1.7. Tření ve svalů

Největší tření je mezi nylonovými vlákny. K dalšímu tření dochází mezi první a druhou vrstvou pneumatického svalu. Tření mezi dalšími styčnými povrchy je zanedbatelné.

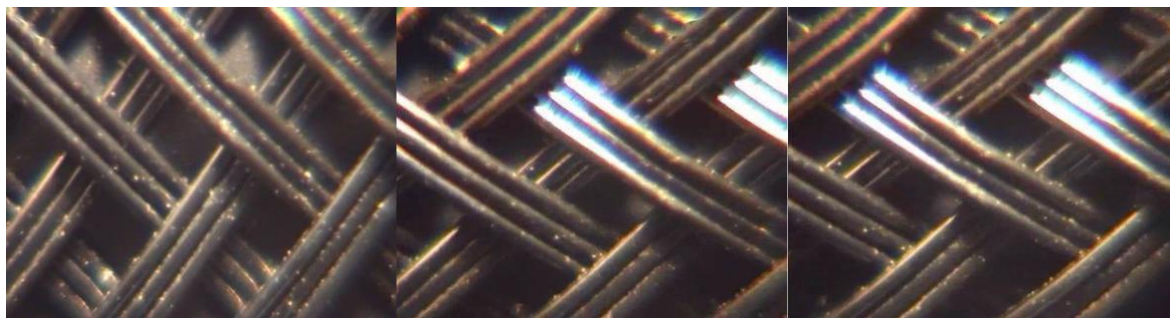
Složky suchého tření (styčné plochy nejsou mazány) ve svalů mezi křížícími se vlákny se spočítají:

$$f = f_k + (f_s - f_k)e^{(-\frac{\dot{x}}{\dot{x}_s})} \quad (2.1.7.1)$$

f	celkové tření
f_k	koeficient maximálního kinetického tření
f_s	koeficient statického suchého tření
\dot{x}_s	rychlostní konstanta

Při započítání tření mezi vlákny se velikost síly generované pneumatickým svalem spočítá podle vztahu:

$$F_d = (f_k + (f_s - f_k)e^{(-\frac{\dot{x}}{\dot{x}_s})})S_k P' \sin(\alpha) \quad (2.1.7.2)$$



Obrázek 8 : Natočení vláken po natlakování

2.2. Dva pneumatické svaly

Použití dvou pneumatických svalů je možné pouze dvěma způsoby zapojení. První možnost je umístit dva svaly vedle sebe (paralelně) a druhou možností je umístit pneumatické svaly za sebe (sériově). Pro zvýšení síly je potřeba využít prvního způsobu, tedy paralelního umístění. Jejich výsledná síla se tak sčítala. Při sériovém zapojení dvou a více pneumatických svalů se výsledná síla nemění a je rovna síle způsobené jedním pneumatickým svalem. Pro svaly, které jsou zapojeny paralelně dostaneme vztah pro výpočet síly:

$$F = 2 \frac{P'(3L^2 - b^2)}{4\pi n^2} \quad (2.1.7.3)$$

F	výsledná síla
L	délka (výška) válce
P'	tlak
b	celková délka vlákna
n	počet obtočení vláken

Popis veličin je uveden výše u rovnice (2.1.6.4)

Velikost síly se započítáním tření mezi vlákny se vypočítá podle vztahu:

$$F_d = 2(f_k + (f_s - f_k)e^{(-\frac{\dot{x}}{x_s})})S_k P' \sin(x) \quad (2.1.7.4)$$

f_d	celkové tření
f_k	koeficient maximálního kinetického tření
f_s	koeficient statického suchého tření
\dot{x}_s	rychlostní konstanta
S_k	kontaktní plocha vláken
P'	tlak

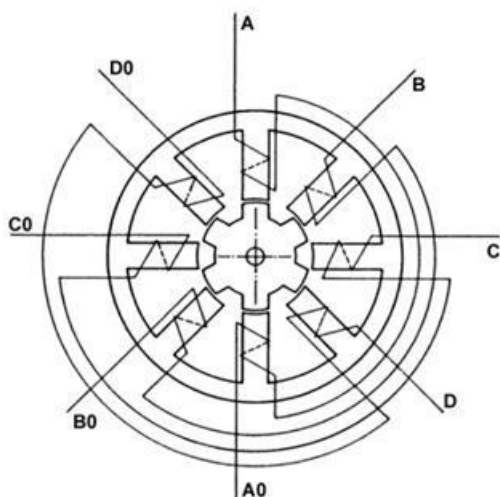
2.3. Elektromotor – krokový motor

Krokové motory jsou pro jejich vlastnosti využívány v mnoha průmyslových odvětvích. Využívají se například v elektronických posuvných zařízeních, v tiskárnách, v automobilovém průmyslu a ve výrobních linkách [18]. Krokový motor je jednoduchý akční člen, který na základě vstupujícího digitálního signálu natočí polohu rotoru motoru. To je umožněno točivým magnetickým polem, které je vytvářeno krokovým motorem postupným napájením jednotlivých pólů. Jejich hlavní nevýhoda je jejich hlučnost [19].

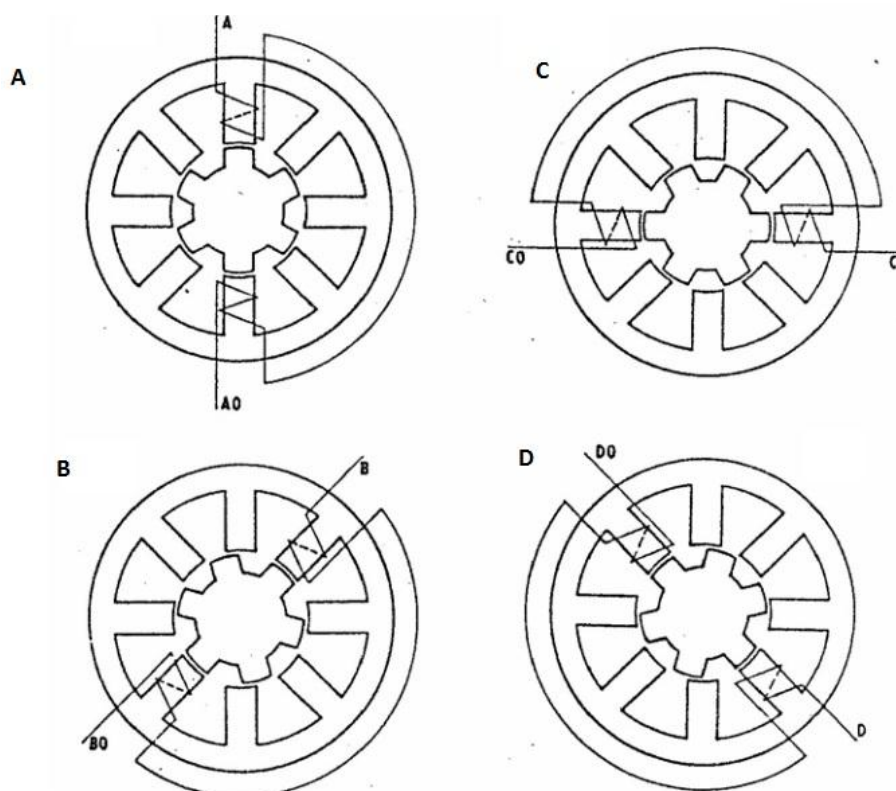
2.3.1. Princip krokových motorů

Princip krokového motoru lze názorně vysvětlit na čtyřfázovém krokovém motoru s pasivním rotorem, viz. obrázek 9. Tento krokový motor s pasivním rotorem se skládá ze dvou částí, statoru a rotoru. Na statoru je 8 zubů a na každém ze zubů je vinutí. Zuby na statoru jsou umístěny proti sobě a protilehlá vinutí jsou navzájem spojena a tvoří tak fázi. Těchto osm vinutí tvoří dohromady čtyři fáze, které jsou označeny A,B,C,D a zobrazeny na obrázku 9. Rotor uvnitř statoru má 6 zubů o stejné tloušťce jako tloušťka zubů na statoru. Na výstupy

ovladače jsou přivedeny fáze vinutí. Ovladač budí jednotlivé fáze vinutí v určitém pořadí, aby se motor začal pohybovat. Podle směru postupného buzení jednotlivých vinutí se určí výsledný směr otáčení. V okamžiku, kdy je daná fáze vinutí buzena, vinutím protéká stejnosměrný proud.



Obrázek 9 : Spojení jednotlivých vinutí B s B0, A s A0, C s C0, D s D0



Obrázek 10 : Natočení rotoru podle napájení jednotlivých vinutí

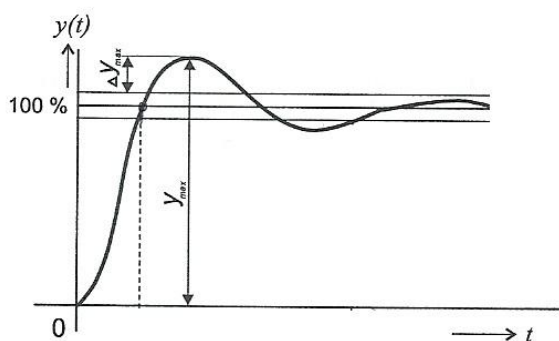
Pohyb rotoru

Výchozí poloha je dána zbytkovým magnetizmem v rotoru. V této poloze teče například proud fází A-A0 a ve zbývajících fázích B-B0, C-C0, D-D0 proud neteče. Průtok

proudu je označen dvoustavovou logikou - „1“ pro průtok proudu a „0“ pro případ, kdy proud neteče. Tento stav je označen jako 1,0,0,0 a rotor jev této pozici (Motor se snaží zaujmout polohu s minimální velikostí magnetického odporu (reluktance)). Tento stav se dá nazvat, až do doby dalšího sepnutí jiné fáze, jako klidový. Protože stator obsahuje jiný počet zubů než rotor, jejich zuby jsou pootočený o $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$, rotorové zubové rozteče.

V případě, že dojde ke změně fáze z 1,0,0,0 na 0,1,0,0, bude buzena fáze B-B0. Aby rotor zaujal polohu s minimálním magnetickým odporem, pootočí se o $\frac{1}{4}$ zubové mezery rotoru. Tento stav je zobrazen na obrázku 10 B. Tímto způsobem se motor postupně pootáčí vždy o $\frac{1}{4}$ rotorové zubové rozteče, aby tak zaujal magneticky nejvýhodnější polohu. Postupně se mění buzení v pořadí (1,0,0,0)-(0,1,0,0)-(0,0,1,0)-(0,0,0,1), takže proud postupně protéká fázemi A-A0, B-B0, C-C0, D-D0. Po posledním buzení (0,0,0,1) se děj opakuje znovu a to od buzení (1,0,0,0). Na obrázku 11. lze vidět závislost velikosti pohybu na čase pro jeden krok.

Překmit rotoru (obrázek 11) je způsoben jeho setrvačností, až po určité době po napájení jedné fáze se ustálí. Velikost tohoto překmitu a časového ustálení závisí na momentu setrvačnosti [20].



Obrázek 11 : Velikost překmitu při napájení fáze

2.3.2. Rozdělení krokových motorů

Je několik druhů krokových motorů, které se dělí podle jejich konstrukce do tří skupin: krokové motory s pasivním rotorem, s aktivním rotorem a hybridní krokové motory.

Krokové motory s pasivním rotorem

Tyto motory s vyniklými póly na statoru i rotoru využívají výrazně rozdílné magnetické reluktance (vodivosti) v příčné i podélné ose. Podmínkou správné činnosti je rozdílný počet pólů (zubů) na statoru a rotoru.

Krokové motory s aktivním rotorem

Rotor je tvořen permanentním magnetem, což je také důvod, proč se rotor nazývá aktivní rotor. Motor lze rozdělit do dvou skupin podle uspořádání pólů magnetu. Permanentní

magnet v krokovém motoru může být polarizovaný buď radiálně nebo axiálně. Na statoru i rotoru je rozdílný počet pólů.

Krokové motory hybridní

Konstrukce tohoto motoru spojuje konstrukční principy obou předchozích typů.

Stanovení velikosti jednoho kroku motoru:

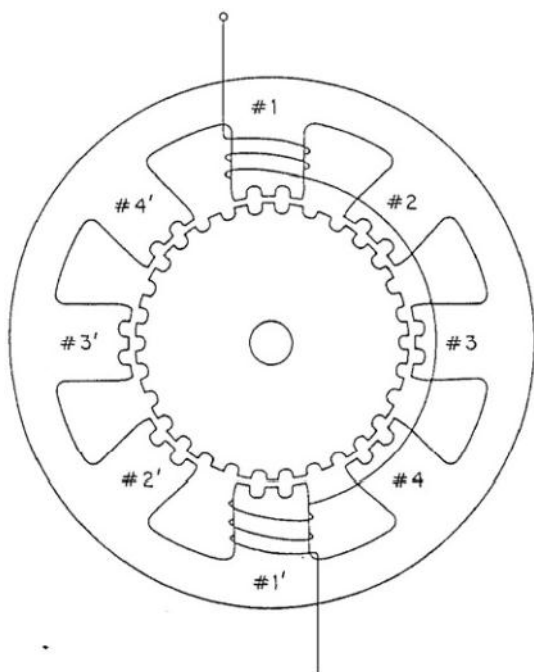
$$\Theta = \frac{2\pi}{mN} \quad (2.3.2.1)$$

N počet zubů statoru

m počet fází.

Čtyřfázový krokový motor s pasivním rotorem

V našem případě má motor $m=4$ a $N=6$. Po dosazení do rovnice (4.3.1) je získána situace, kdy jeden krok má velikost 15° . To znamená, že motor má 24 kroků na jednu otáčku. Pro získání většího počtu kroků motoru je zapotřebí zvýšit počet zubu na rotoru i statoru, viz. Obrázek 12. Na statoru je 24 zubů a na rotoru je 30 zubů. Motor má osm pólů a 4 fáze, na každém pólu jsou 3 zuby. Pro tento případ nám vychází, že se motor pootočí o 3° a bude mít 120 kroků.



Obrázek 12 : Stator a rotor s vyšším počtem zubů

2.3.3. Mikrokokátory

Pro získání menších kroků se plná délka kroku dělí do menších inkrementů pohybu motoru. Velikost budícího proudu v jedné fázi je snižována a naopak v sousední fázi (po

směru otáčení) je zvyšována velikost budícího proudu ve fázi. Výsledný vektor magnetické indukce se potom pohybuje mezi krajními polohami. Například pro dvoufázový hybridní motor je pro jeden plný krok motoru požadována rotace magnetického pole o 90° elektrických. S plnou délkou kroku jsou fáze při provozu buzeny zápornou nebo kladnou hodnotou proudu. Podle počtu potřebných kroků se rozdělí tento úsek na k mikrokroků. Následně je možné vypočítat velikost proudu protékající v cívce A a B podle vztahu:

$$I_a = I \cos\left(\frac{k\varphi}{n}\right) \quad (2.3.3.1)$$

$$I_b = I \cos\left(\frac{k\varphi}{n} - \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.3.3.2)$$

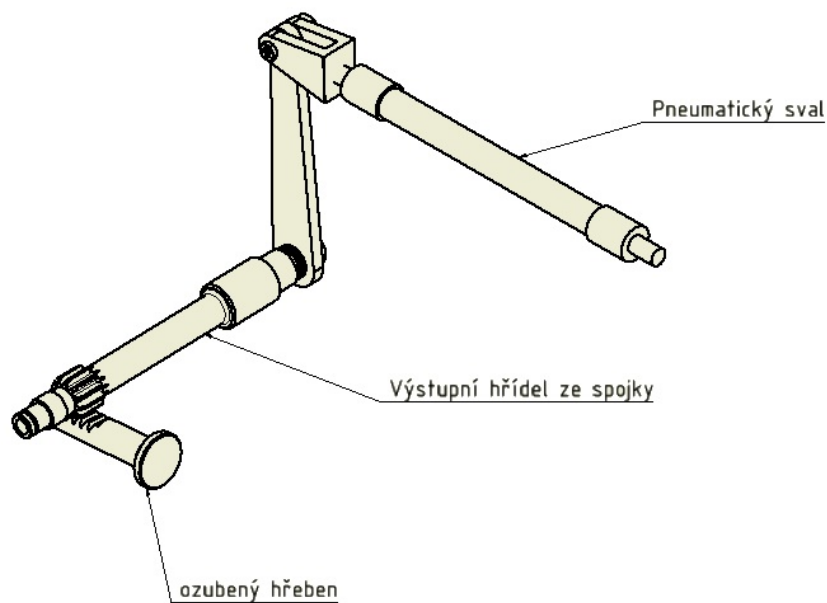
k	počet potřebných kroků (1, 2, 3, ...)
I_a	proud v první fázi
I_b	proud v druhé fázi

Výhody mikrokrokátoru

- Čím je chod motoru rozdělen na více mikrokroků, tím je hluk motoru menší. Tento hluk vzniká při velké změně momentu.
- Velikost natočení lze nastavit podle požadavku aplikace.
- Vyšší účinnost než u motoru bez použití mikrokroků.

3. Stávající řešení ovládání spojky F.S.

Stávající řešení ovládání spojky u formule FS.05. je řešeno pomocí pneumatického svalu, který svým zkrácením (po natlakování) natočí výstupní hřídel spojky. Hřídel odvalením posune ozubeným hřebenem, který odtáhne přitlačovací talíř a spojka se rozepe.

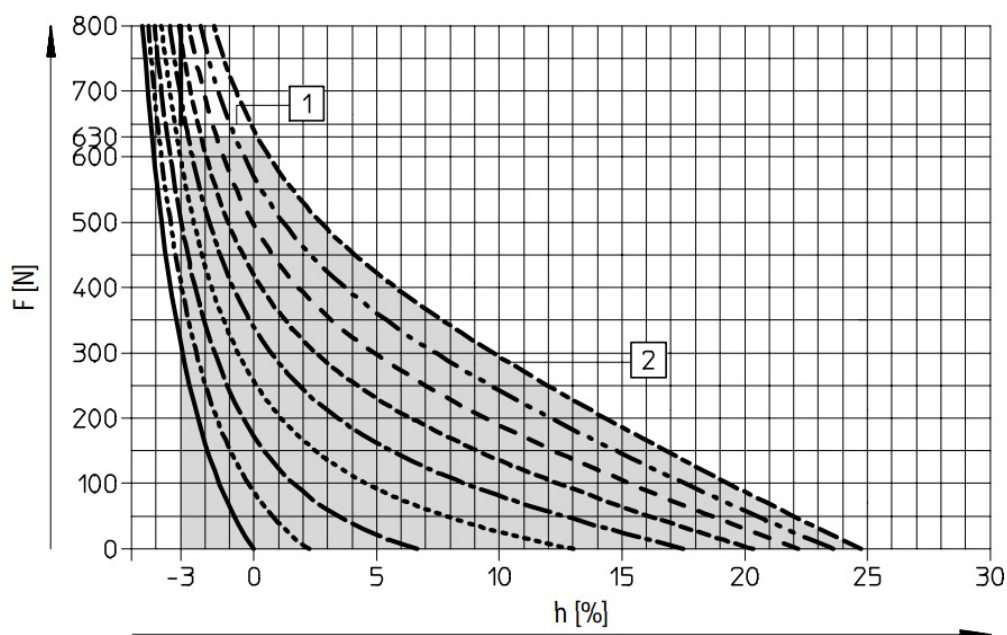


Obrázek 13 : Schéma zapojení pneumatického svalu do systému rozepínání spojky

Současné ovládání obsahuje pneumatický sval: DMSP -10-90N-RM-CN, kde je:

- DMSP systém uchycení fluidního svalu
- 10 průměr svalu
- 90N délka svalu
- RM přívod tlaku je radiální
- CN žádný druhý přívod

Charakteristika svalu DMSP -10-90N-RM-CN je znázorněna na obrázku 14.



Obrázek 14 : Velikost síly na zkrácení pneumatického svalu v procentech

Při řazení na vyšší převodový stupeň se přeruší pouze zapalování. Tento způsob řazení je určen především na závodní trati, protože životnost převodovky je kvůli velkému mechanickému namáhání nižší. Tímto řazením se dokáže zkrátit doba průměrného řazení až o 70% (vůči standartnímu řazení se systémem rozeptnutí motoru pomocí vmáčknutí spojky). Řazení tedy trvá přibližně 0,2s. Samotná doba vypnutí zapalování závisí na typu převodovky a na konkrétním nastavení jednotky řazení.

Při řazením na nižší převodový stupeň je zaveden jiný mechanismus. Po vyslání signálu řidičem, se pneumatický sval natlakuje, vymáčkne spojku a zařadí se požadovaný převodový stupeň.

4. Stanovení parametrů pro rozeptnutí spojky od motoru

Ve Formuli FS je použit motor z motorky YZF-R6. U tohoto typu motorky je použit následující druh spojky: mokrá, vícamelová s vinutými pružinami. Určení potřebné velikosti ovládací síly je stanoveno ze síly, která je ve spojce vyvolaná šesti pružinami, které přitlačují přitlačný talíř ve spojce, viz. obrázek 1. a je nutno tuto sílu pro rozeptnutí překonat

4.1. Měření

Pružina má 10,5 činných závitů o průměru drátu 2,25 mm a o celkové výšce pružiny 54 mm. Pružinu je tedy možné stlačit na dosednutí závitů:

$$L_{stlač} = L_{pruž} - n * d = 54 - 10,5 * 2,25 = 30,3 \text{ mm} \quad (4.1.1)$$

$L_{stlač}$.	velikost stlačení pružiny
n	počet činných závitů
d	průměr drátu

Katalogová maximální délka stlačení pružiny je uváděna 31,6 mm. Rozdíl mezi naměřenou a katalogovou hodnotou velikosti stlačení pružiny je pravděpodobně způsoben nepřesným měřením rozměrů pružiny, nebo mírnou deformací měřené pružiny.

Stanovení velikosti síly působící na přitlačný talíř se zjistí pomocí jedné pružiny. Měřením je možno získat pouze sílu vyvolanou jednou pružinou. Výpočtem se stanoví zbývající potřebné veličiny. Pružina bude měřena těsně před dosednutím. Tím se stanoví maximální síla, kterou může pružina vyvinout.

Měřením se získá lineární závislost síly na stlačení (pro případnou možnost odečtení potřebné síly pro hledané stlačení). Tímto způsobem je možno stanovit potřebnou sílu bez ohledu na opotřebování spojky (Například po odebrání jedné lamely nastává změna v přitlačné síle vyvinuté pružinami- z naměřeného grafu lze odečíst a dopočítat velikost této síly.)

Měření síly

K naměření síly pružiny byl zvolen přístroj na tlakové a trhací zkoušky. Tento stroj byl poskytnut Ústavem materiálového inženýrství v Praze na ČVUT. Účelem měření je získat co nejpřesnější lineární závislost stlačení pružiny na síle.

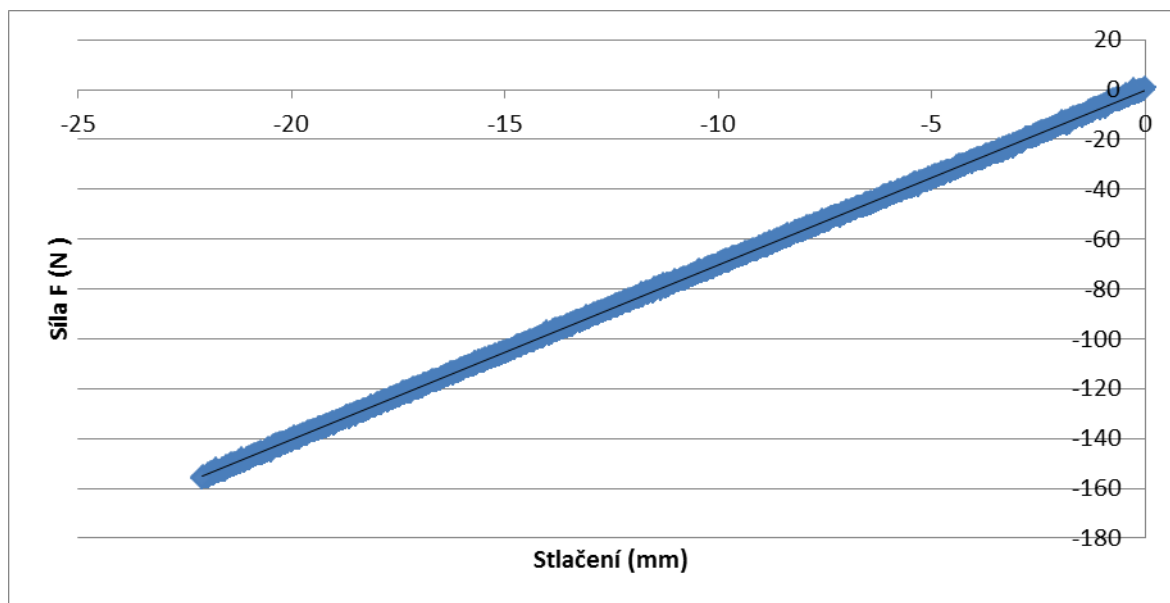
Postup měření

Do horní čelisti přístroje byla pomocí přípravku upnuta stlačovací deska. Na dolní čelist byla umístěna kruhová deska. Následně byly nastaveny hodnoty pro měřicí test: rychlost stlačení, přesnost jakou se budou odečítat hodnoty, směr vytváření síly, požadované výstupní hodnoty (graf + hodnoty posunu a velikosti síly) a místo, kam se mají uložit naměřené hodnoty. Daný přístroj stlačoval pružinu rychlostí 10mm/min. Přesnost měřicí síly a posuvu byla nastavena na setiny. Následně byly zadané parametry uloženy a kalibrace spuštěna.

Po kalibraci bylo nutné vynulovat měřicí veličiny. Na spodní desku byla postavena pružina tak, aby byla přibližně v ose horní tlačné desky. Nejprve byla rychloposuvem horní tlačná deska přiblížena ke stojící pružině a následně jemnou korekcí pohybu zjištěno, kdy se horní tlačná deska dotkla pružiny (toto se při měření projeví zvětšením tlačné síly). Po této korekci byl spuštěn test a těsně před dosednutím (cca 1 mm mezi vynutím) stroj zastaven. Data se uložila do předem připravené složky v počítači. Po uložení dat do počítače se celé měření opakovalo. (po odlehčení pružiny tlačnou deskou je zapotřebí, aby se provedla znovu kalibrace přístroje.

4.2. Naměřené hodnoty

Měření bylo provedeno dvakrát a výstupní data z obou měření se hodnotila jako shodná. Naměřenými daty z prvního a druhého měření byly proloženy dvě přímky, které byly rovnoběžné. Posun mezi přímkami byl způsoben rozdílnou počáteční silou při spuštění testu. Tento rozdíl byl nepatrný, a proto byl zanedbán. Data z prvního a druhého měření bylo tedy možné považovat za shodná. Naměřené hodnoty jsou záporné, z toho důvodu, že tento stroj je určen především k trhacím zkouškám.



Obrázek 15 : Závislost velikosti stlačení pružiny na síle

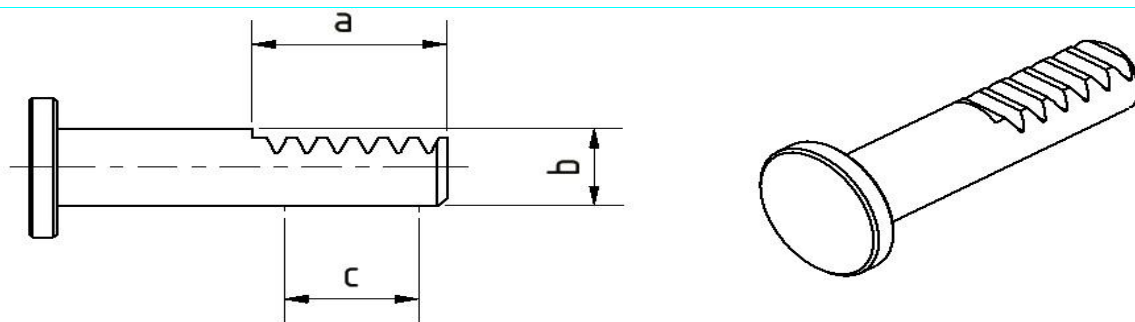
Na grafu viz. obrázek 15 je zřetelná lineárně rostoucí síla (jak je předpokládáno u netvarové vinuté pružiny). Protože měření bylo vypnuto před maximálním stlačením pružiny, lze dopočítat díky linearitě maximální sílu, kterou může vyvinout pružina při svém maximálním stlačení.

Pro určení maximální síly, která je zapotřebí na stlačení, je nutné změřit velikost stlačení pružiny ve spojce. Velikost stlačení je 20,3mm. Pro výpočet potřebné síly pro rozeptnutí se užije 22mm pro zajištění dostatečné rezervy (jak na vzdálenost mezi jednotlivými lamelami při rozeptnutí spojky, tak na opotřebení měřené spojky). Ze stanovené hodnoty lze určit velikost síly, kterou pružina působí při tomto stlačení. Z grafu pak odečtu F_{max} .

$$F_{max} = 140 \text{ N} \quad (4.2.1)$$

4.3. Výpočet potřebné vypínací síly spojky

K vypnutí spojky dojde, když se pružiny stlačí. Vypínací síla musí překonat síly ze všech pružin. Jedna pružina po stlačení na 22,4 mm vyvine sílu 140N . V této spojce je 6 pružin o této síle (šest pružin tlačících na talíř). Ozubený hřeben, který zajišťuje oddálení přítlačného talíře musí přenést sílu, která zajistí stlačení pružin. Ozubený hřeben, viz. obrázek 16 pak působí na ozubené kolo.

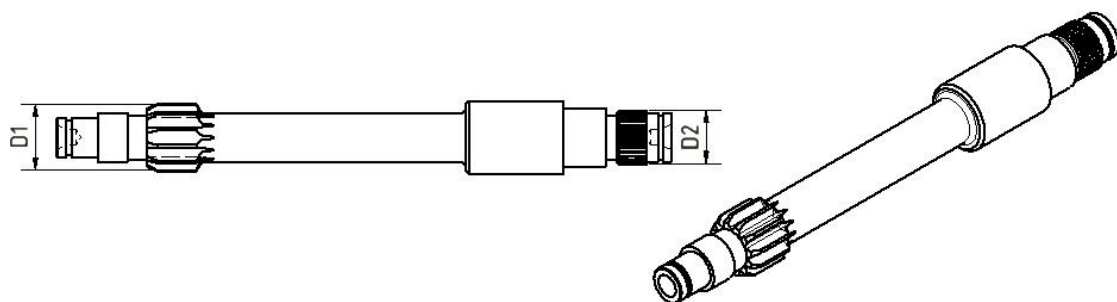


Obrázek 16 : Ozubený hřeben

- a délka hřebene
- b průměr
- c délka možného chodu

$$F = F_{pružiny} 6 = 840 \text{ N} \quad (4.3.1)$$

Hřídel, na kterém je umístěno ozubené kolo, pak vystupuje z motoru. Tento hřídel převádí tlačnou sílu hřebene na krouticí moment. Ozubený hřídel má tvar znázorněný na obrázku 17:



Obrázek 17 : Výstupní hřídel od spojky

$$r_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{13,33}{2} = 6,65 \text{ mm} \quad (4.3.2)$$

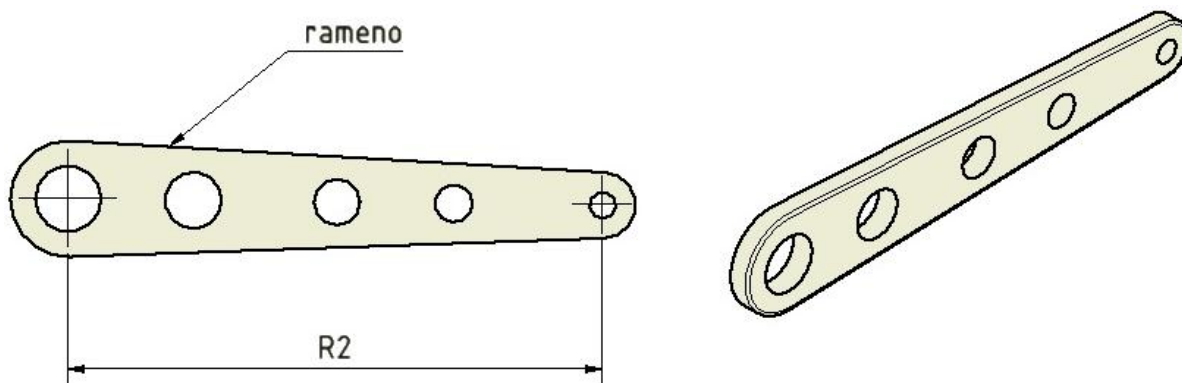
- r_1 poloměr odvalovací kružnice
- D_1 je roztečná kružnice odvalovacího ozubení po ozubeném hřebenu

Velikost kroutícího momentu M_k je možné stanovit z rovnice:

$$M_k = F * r_1 = 840 * 0,00665 = 5,586 \text{ Nm} \quad (4.3.3)$$

- r_1 poloměr odvalovací kružnice
- F síla 6 pružin ve spojce
- M_k kroutící moment

Kroutící moment, který přenesla hřídel ven z motoru, je přes tisícíhran převeden pomocí ramena na tažnou sílu, kterou je zapotřebí zjistit na určení maximální potřebné síly. Rameno má tento tvar:



Obrázek 18 : Rameno

$$M_k = F_{max} * R_2 \quad (4.3.4)$$

$$F_{max} = \frac{M_k}{R_2} = \frac{5,586}{0,081} = 68,9 \text{ N} \quad (4.3.5)$$

F_{max}	síla na rameni
M_k	kroutící moment
R_2	vzdálenost působení síly

Výpočet potřebné délky stáhnutí svalu

Ve výpočtu se zanedbá deformace hřídele a ohyb ramena. Pružiny, které tlačí na talíř ve spojce, se stlačí o 2,1mm. Hřídel, viz. obrázek 17, je odvalen po hřebenu, viz obrázek 16. Dráha, kterou vykoná odvalením, je rovna velikosti stlačení pružin, a to o 2,1 mm. Posun ozubeného hřebene se právě pomocí ozubení přenesse ve formě natočení výstupního hřídele o úhel α . Musí platit, že dráha po roztečné kružnici je stejná jako velikost stažení pružin. Výpočtem se určí velikost úhlu α :

$$L = \frac{\alpha * r_1 * \pi}{360} \quad (4.3.6)$$

$$\alpha = \frac{L * 360}{\pi * r_1} = \frac{2,1 * 360}{\pi * 6,65} = 36,18 \quad (4.3.7)$$

L	velikost stlačení pružin
r_1	poloměr odvalovací kružnice
α	natočení výstupního hřídele

Na hřídeli ze strany výstupu z motoru bude velikost posunutí rovna L_{posunu}

$$L_{posunu} = \frac{\alpha * R_2 * \pi}{360} = \frac{36,18 * 81 * \pi}{360} = 25,57mm \quad (4.3.8)$$

α natočení výstupního hřídele

L_{posunu} dráha na rameni R_2 otočením o úhel α

R_2 vzdálenost působení síly

Výpočtem bylo zjištěno, u stávajícího systému pro vypnutí spojky, potřebná síla o velikosti: $F = 68,9N$ která působí na rameni o velikosti $R = 81 \text{ mm}$ a velikost zkrácení svalu činí $L_{posunu} = 25,7mm$

5. Možné varianty mechanismů vypínání spojky

5.1. Pneumatický sval

Tento mechanismus je použit u FS 05. Systém zapojení tohoto vypínacího mechanismu je znázorněn na obrázku 13.

Pro variantu s jedním pneumatickým svalem je zapotřebí vyvinout dostatečnou sílu na zkrácení svalu. Byl vybrán pneumatický sval: DMSP -20-90N-RM-CM [21]. Tento sval je dostatečně silný, aby dokázal zajistit vypnutí spojky i v jeho maximálním zkrácení. Sval se nedokáže dostatečně zkrátit na požadovanou vzdálenost pro stávající délku ramene, viz. obrázek 18. Proto se musí zmenšit rameno, na kterém je sval uchycen viz. obrázek 18. Zkrácení o 20% při délce svalu 90 mm činí 18 mm. Velikost ramene je vypočtena z rovnice:

$$\frac{L_{posunu} * 360}{\pi * R_2} = \frac{L_{2 posunu} * 360}{\pi * R_3} \quad (5.1.1)$$

$$R_3 = \frac{L_{2 posunu} * 360 * \pi * R_2}{\pi * L_{posunu} * 360} = \frac{18 * 360 * \pi * 81}{\pi * 25,57 * 360} = 57 \text{ mm} \quad (5.1.2)$$

R_3 navrhovaný poloměr ramene

R_2 poloměr původního ramene

$L_{2posunu}$ velikost zkrácení pneumatického svalu

L_{posunu} Nutná velikost zkrácení při rameni 81 mm

Přepočet potřebné velikosti síly je vypočítán podle vztahu:

$$F_{max} * R_2 = F_{2max} * R_3 \quad (5.1.3)$$

$$F_{2max} = F_{max} * \frac{R_2}{R_3} = 68,41 * \frac{81}{57} = 97,2 \text{ N} \quad (5.1.4)$$

F_{2max} velikost potřebné síly na vypnutí spojky při rameni R_4

F_{max} velikost potřebné síly na vypnutí spojky při rameni R_2

Navrhovaný pneumatický sval je toto zatížení na zkrácení schopen vytvořit. Pro navrhovaný způsob použití pneumatického svalu je zapotřebí poupravit stávající řešení upevnění pneumatického svalu. Důvodem je rozdílná délka ramene s původním řešením ovládání.

5.2. Dva pneumatické svaly

Z výpočtu vyplývá, že pneumatický sval má největší problém s vlastní velikostí zkrácení. Proto byla pro tento způsob ovládání navržena vlastní velikost ramene. Sval o délce 80 mm se zkrátí o 16 mm (20%). Velikost ramene je určena ze vztahu:

$$\frac{L_{posunu} * 360}{\pi * R_2} = \frac{L_{3 posunu} * 360}{\pi * R_4} \quad (5.2.1)$$

$$R_4 = \frac{L_{3 posunu} * 360 * \pi * R_2}{\pi * L_{posunu} * 360} = \frac{16 * 360 * \pi * 81}{\pi * 25,57 * 360} = 50,6 = 50 \text{ mm} \quad (5.2.2)$$

R_4 navrhovaný poloměr ramene

R_2 poloměr původního ramene

$L_{3posunu}$ velikost zkrácení pneumatického svalu

L_{posunu} nutná velikost zkrácení při rameni 81 mm

Přepočet potřebné velikosti síly je vypočítán podle vztahu:

$$F_{max} * R_2 = F_{3max} * R_4 \quad (5.2.3)$$

$$F_{3max} = F_{max} * \frac{R_2}{R_4} = 68,41 * \frac{81}{50} = 110 \text{ N} \quad (5.2.4)$$

F_{3max} velikost potřebné síly na vypnutí spojky při rameni R_3

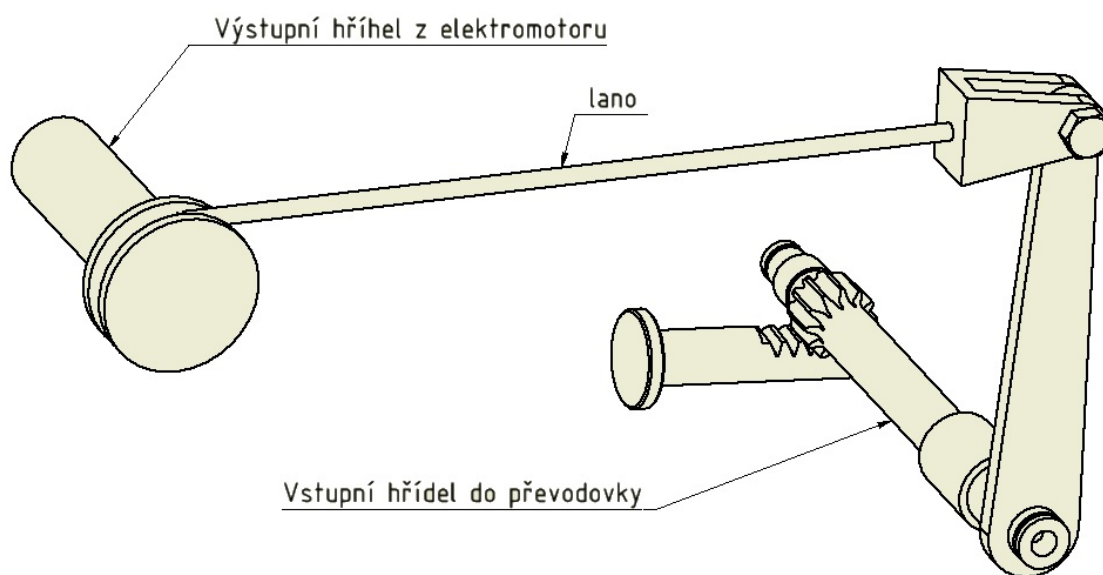
F_{max} velikost potřebné síly na vypnutí spojky při rameni R_2

Jeden tento sval je schopen při stlačení o 20 % vyvinout sílu 80N. Navrhované řešení dvou paralelně řazených pneumatických svalů umožňuje vytvořit dostatečnou sílu k rozpojení spojky. Použit kratší pneumatický sval nebylo možné kvůli omezenému prostoru u systému pro vypínání spojky.

5.3. Krokový motor

Krokový motor je možné použít ve třech konceptech: s minimální hmotností, s maximální rychlostí a kompromis mezi prvním a druhým konceptem

Byl zvolen tento typ elektromotoru o nejmenší hmotnosti - *krokový motor s přírubou. Nemá 23, 56mm.* (katalogové číslo je 57STH56-2804A)[22]. Tento motor váží 675g a velikost kroutícího momentu je 1,26Nm. Pro rozepnutí spojky krokovým motorem je zapotřebí stanovit: poloměr a úhel otočení hřídele elektromotoru. (Na vstupní hřídel elektromotoru o poloměru r_{mor} se navine lanko, které přes páku natočí vstupní hřídel do spojky a tím zajistí rozpojení spojky)



Obrázek 19 : Připojení elektromotoru k systému na rozepnutí spojky

Pro výpočet nebyl použit maximální kroutící moment, aby byla zajištěna rezerva funkčnosti tohoto systému řešení. Hledané parametry budou určeny ze vztahu:

$$M_k = F_{max} * r_{mot} \quad (5.3.1)$$

$$r_{mot} = \frac{M_k}{F_{max}} = \frac{1,1}{68,9} = 0,0159m = 15,96mm \quad (5.3.2)$$

r_{mot} poloměr namotávajícího mechanismu.

M_k tabulková hodnota kroutícího momentu elektromotoru.

Motor se musí pootočit o uhel α , který je vypočten z rovnice:

$$\alpha = \frac{L * 360}{\pi * r_{mot}} \quad (5.3.3)$$

$$\alpha = \frac{25,57 * 360}{\pi * 15,96} = 183,6^\circ$$

L velikost potřebného zkrácení lana
 r_{mot} poloměr namotávacího mechanismu

Dále byl zvolen elektromotor bez ohledu na hmotnost: *krokový motor Nema34 8,7Nm 4,2A* . (katalogové číslo jo:86STH118-6004B) tento motor váží 3900g a jeho moment je 8,7 Nm[23]. Tento motor je dostatečně silný, na to, aby mohl být připojen na vypínací hřídel přímo. Díky tomu se tento systém vypínání stane dostatečně rychlým a jeho potřebné otočení je o 52,41°.

Krokový motor, který by bral v potaz potřebnou rychlost a minimální váhu je následující: krokový motor Nema24, 2,8Nm 3A. Tento motor váží 1321g a velikost kroutícího momentu je 2,8Nm[24]. K tomuto motor je zapotřebí použít redukcí (změnění průměru výstupního hřídele z elektromotoru) stejně jako u motoru s minimální hmotností. Velikost poloměru namotávacího mechanismu byla určena ze vztahu (5.3.2)

$$r_{mot2} = 0,029m = 29mm \quad (5.3.4)$$

r_{mot2} poloměr namotávací části lanka na
 výstupním hřídeli z elektromotoru

Velikost otočení určím ze vztahu: (6.6.3)

$$\alpha_2 = 145,8^\circ \quad (5.3.5)$$

α_2 úhel namotání lanka

6. Navrhovaná řešení

Z daných variant by bylo nejvhodnější použít dva pneumatické svaly. Hlavním důvodem je jeho rychlost. Jeho velkou nevýhodou je hmotnost, která činí s prázdnou tlakovou bombou 1631g a po naplnění bomby s vahou 250g vzroste celková váha na 1881g.

(Do této váhy jsou započítané následující hmotnosti: tlakové láhve, ovládací jednotky tlakového ventilu, potrubí, pneumatický sval se systémem uchycení na formuli a objímky, které drží tlakovou nádobu. V této váze není započítaná tepelná izolace, kterou je obalena tlaková láhev. Důvodem je umístění láhve, ovšem pokud se umístí dál od výfuku- není zapotřebí.)

Seznam použitých zdrojů

- [1] MOTOCENTRUM BARTH: Yamaha YZF-R6 [online]. [cit. 2015-06-23]. Dostupné z: <http://www.motocentrum-barth.cz/motocykly/yzf-r6/>
- [2] YAMAHA: YZF-R6 [online]. [cit. 2015-06-23]. Dostupné z: <http://www.yamaha-motor.eu/cz/products/motorcycles/supersport/yzf-r6.aspx?view=featurestechspecs>
- [3] Technika motocyklu. ROLLINGER, Mirek a Mirek ROLLINGER (il.). *Motorkáři* [online]. 2006, 14.4. [cit. 2015-06-23]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-11.-cast-spojka-3524.html>
- [4] Antihoppingová spojka. VALÁŠEK, Dominik. *Okruháři* [online]. 2015, 11.3. [cit. 2015-06-23]. Dostupné z: <http://www.okruhari.cz/cs/antihoppingova-spojka>
- [5] S Markem Morávkem o antihoppingové spojce. MORÁVEK, Marek. *Bikeracing* [online]. 2013, 29.03. [cit. 2015-06-23]. Dostupné z: <http://www.bikeracing.cz/moto-magazin/road-racing/ostatni-road-racing/s-markem-moravkem-o-antihoppingove-spojce-a14517/>
- [6] TONDU, B. a P. LOPEZ. *Modeling and Control of McKibben Artificial Muscle Robot Actuators*. IEEE Control Systems Magazine, 2000, s. 15-30.
- [7] DAERDEN, Frank. *Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their Use as Compliant Actuation Elements*. Vrije Universiteit Brussel, 1999. 176 p. Ph.D. Thesis.
- [8] ZHAO, Jie a Jun ZHONG,. Mathematical Problems in Engineering: Advances in pharmacological sciences. *Hindawi Publishing Corporation* [online]. 2014 [cit. 2015-06-24]. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/mpe/2015/810231/>
- [9] PONS, José L. *Wearable robots: biomechatronic exoskeletons*. Hoboken, N.J.: Wiley, c2008, xviii, 338 p. ISBN 978-047-0512-944.
- [10] CHOU, C. P. – HANNAFORD, B.: Static and Dynamic Characteristic of McKibben Pneumatic Artificial Muscles. In: IEEE International Conference on Robotics and Automation. 1994, vol. 1, p. 281–286
- [11] TONDU, B. a P. LOPEZ. *Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators*. New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2000, sv. ISBN 10.1109/37.833638. ISSN 1066-033X.

- [12] WANG, G., N. M. WERELEY a T. PILLSBURY. *Non-linear quasi-static model of pneumatic artificial muscle actuators*. 2014. ISBN 10.1177/1045389x14533430. Dostupné také z: <http://jim.sagepub.com/content/26/5/541.full.pdf+html>
- [13] Hmatová rukavice s pneumatickými svaly. *Automa: časopis pro automatizační techniku*. Praha: FCC Public, 2004, (01). ISSN 1210-9592. Dostupné z: http://automa.cz/index.php?id_document=32122
- [14] FESTO PRAHA. *Pohony se speciální funkcí* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.festo.com/net/startpage/>
- [15] KOPEČNÝ, L. a F ŠOLC. McKibben Pneumatic Muscle Actuator in Robotics. *McKibbenův pneumatický sval v robotice*. 2003. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/veda-a-vyzkum/vysledky-vav/detail?vav_id=41214#vysledek-41214
- [16] KOPEČNÝ, Lukáš. *MCKIBBENŮV PNEUMATICKÝ SVAL - MODELOVÁNÍ A POUŽITÍ V HMATOVÉM ROZHRANÍ*. BRNO, 2009. DOKTORSKÁ PÁCE. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce PROF. ING. FRANTIŠEK ŠOLC, CSC.
- [17] CHOU, C.P., HANNAFORD, B. Static and Dynamic Characteristic of McKibben Pneumatic Artificial Muscles. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 1994. vol. 1, p. 281-286.
- [18] ZÁKLADNÍ PRINCIPY KROKOVÝCH MOTORŮ. *E-konstruktor: Portál pro strojí konstruktéry* [online]. 2012 [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/zakladni-principy-krokovych-motoru>
- [19] *The fundamental principles of stepper motors* [online]. 2013 [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.engineerlive.com/content/fundamental-principles-stepper-motors>
- [20] *KROKOVÉ MOTORY A JEJICH ŘÍZENÍ*. Liberec, 2000. Dostupné také z: https://www.pslib.cz/pe/skola/studijni_materialy/motory/krok_motor/krok_ucebnice.pdf. Studijní texty. TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
- [21] KOSEK, Jiří. HTML: tvorba dokonalých WWW stránek : podrobný průvodce. *Www.festo.cz* [online]. [cit. 2015-06-26]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010606
- [22] Krokový motor s přírubou Nema23, 56mm, Typ A. *4isp* [online]. Purkyňova 1805, 250 82 Úvaly [cit. 2015-05-28]. Dostupné z:

<http://cnc.inshop.cz/Krokov%C3%A9%20motory%20Nema23/krokovymotorsprirubounema2356mmtyp%5B57STH56-2804A%5D?ItemIdx=4>

- [23] Krokový motor Nema34 8.7Nm 4.2A Typ B. *4isp* [online]. [cit. 2015-06-26]. Dostupné z: <https://cnc.inshop.cz/Krokov%C3%A9%20motory%20Nema34/krokovy-motor-nema34-8.7nm-4.2a-typ-b-%5B86STH118-6004B%5D?ItemIdx=1>
- [24] Krokový motor Nema24 - 3A proud, 2.8Nm, typ A. *4isp* [online]. [cit. 2015-06-26]. Dostupné z: <https://cnc.inshop.cz/Krokov%C3%A9%20motory%20Nema24/krokovy-motor-nema24-3a-proud-2.8nm-typ-a-%5B60STH86-3004A%5D?ItemIdx=0>

Seznam použitých obrázků

Obrázek 1: Schéma vícelamelové spojky.....	8
Obrázek 2: Elastická nepropustná trubice se šikmým opletem	9
Obrázek 3: Spodní končetina s pneumatickým ovládání pohybu	10
Obrázek 4 : Využití pneumatického svalu	11
Obrázek 5 : Vliv radiální a axiální síly ve vláknech ve svalu.....	12
Obrázek 6 : Na svisle ose je vynesena síla (F), kterou sval působí; na vodorovné ose je znázorněno zkrácení svalu	12
Obrázek 7 : Geometrické rozměry vláken ve svaly	14
Obrázek 8 : Natočení vláken po natlakování.....	15
Obrázek 9 : Spojení jednotlivých vinutí B s B0, A s A0, C s C0, D s D0	17
Obrázek 10 : natočení rotoru podle napájení jednotlivých vinutí.....	17
Obrázek 11 : Velikost překmitu při napájení fáze	18
Obrázek 12 : Stator a rotor s vyšším počtem zubů.....	19
Obrázek 13 : Schéma zapojení pneumatického svalu do systému rozepínání spojky	21
Obrázek 14 : Velikost síly na zkrácení pneumatického svalu v procentech	21
Obrázek 15 : Závislost velikosti stlačení pružiny na síle	24
Obrázek 16 : Ozubený hřeben.....	25
Obrázek 17 : Výstupní hřídel od spojky	25
Obrázek 18 : Rameno	26
Obrázek 19 : Připojení elektromotoru k systému na rozepnutí spojky	29